№ 11 Warszawa, 25 listopada 1936 r. Rok XIV

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

INŻ. DR WŁODZIMIERZ BURZYŃSKI, Prof. Politechniki Lwowskiej.

W SPRAWIE OBLICZENIA CIENKOŚCIENNYCH WALCZAKÓW NITOWANYCH.

Wytrzymałościowe obliczenie cienkościennych walczaków było ostatnio przedmiotem obrad Komisji Kotłowej P. K. N. W toku dyskusji ujawniła się pewna rozbieżność poglądów odnośnie sprawy połączenia nitowanego a szczególnie tych wniosków, które treścią swą odbiegały od tradycyjnych szablonów. W rezultacie nie wszystkie propozycje zostały definitywnie załatwione; niektóre wciąż jeszcze czekają na ostateczne rozstrzygnięcie. Ten stan rzeczy w połączeniu z faktem, iż w wysuwaniu zmian odegrałem też pewną rolę skłania mię do ogłoszenia tej notatki. Nie ukrywam, że czynię to nie tyle z obowiązku, co raczej w przeświadczeniu, iż sprowokuję publiczną dyskusję, w której przeciwnicy nieodpowiadających im wniosków będą mogli jawnie się wypowiedzieć i równie jawną otrzymać odpowiedź. Z przyczyn, które zapewne znajdą usprawiedliwienie w dalszym ciągu podzielimy nasze rozważania na trzy części.

W ścianie walczaka powstaje pod wpływem nadciśnienia wewnętrznego trójosiowy stan napięcia. Naprężenie radialne można w porównaniu z dwoma innymi pominąć. Pozostają więc dwa, a to podłużne i dwa razy większe obwodowe. Ich natężenia wzdłuż grubości ścianki są w przypadku walczaka cienkościennego stałe. Możemy — zająwszy stanowisko którejś z miarodajnych hipotez naukowych — z łatwością oznaczyć związane z przedstawionym stanem rzeczy wytężenie powłoki, byleby w miejscu dostatecznie odległym od istniejących szwów. Znacznie trudniej przedstawia się sprawa tego samego rachunku w szwach nitowych, albowiem panujące tam stosunki są z natury rzeczy tak zawiłe, że nie potrafimy ich z zupełną dokładnością określić. Staramy się przeto zaraz na wstępie wprowadzić pewne celowe a przy tym prawdopodobne uproszczenia, aby zagadnienie udostępnić rachunkowi.

Najważniejsze z nich dotyczy wzajemnej roli obu wyszczególnionych naprężeń w ściance lub też przykładce połączenia. Jasne jest, że łubki lub zakładka szwu podłużnego redukują w nim i jego okolicy naprężenie podłużne a tym samym i jego ewentualną rolę odciążającą. Otwory nitowe tego szwu powodują — poza przeciętnym wzrostem, o którym w tej chwili nie mówimy — nierównomierność rozkładu sił obwodowych w kierunku podłużnym zwiększając również miejscowe wytężenie. Analogicznie przedstawia się sprawa w szwie poprzecznym, gdzie tylko role obu naprężeń są pomieniane. Warunki pogarszają się niekiedy bardzo znacznie gdy uwzględnimy zmienność natężenia w kierunku grubości ścianki względnie przykładek, więc do pewnego stopnia zginające i ścinające działanie połączenia. Dochodzimy w ten sposób do przekonania, że ewentualna korzyść z istnienia drugiego naprężenia normalnego jest w podanych warunkach iluzoryczną; gdyby bowiem każdy z podanych wpływów powiększał z osobna wytężenie o kilka tylko procent, to i tak stracilibyśmy wszystko to, co obecność dwuosiowego stanu napięcia według najekonomiczniejszej ze znanych teorii wytrzymałościowych mogłaby nam przynieść w zarobku.

Z wyłuszczonych powodów można uznać za usprawiedliwione upraszczające przyjęcie, iż w szwie podłużnym i jego okolicy za miarodajne pod względem wytrzymałościowym należy uważać tylko naprężenie obwodowe i — naodwrót — tylko naprężenie podłużne w szwie poprzecznym i miejscach z nim sąsiadujących. To ewentualne marnotrawstwo kompensujemy na szczęście dodatkowym udogodnieniem rachunkowym: Obliczając mianowicie owe naprężenia poprzestać możemy na wykazaniu ich średnich jedynie wartości, operując nimi jednak w dalszym ciągu jak wielkościami istotnymi dla rachunku wytrzymałościowego. Dla zupełności dodajemy, że mamy na myśli wartości przeciętne przede

wszystkim wzdłuż długości połączenia; stosowanie średnich wzdłuż grubości ścianki czy przykładki jest dopuszczalne w pewnym tylko zakresie nierównomierności. Obliczenie szwu polega między innymi na wyznaczeniu w charakterystycznych przekrojach miarodajnego naprężenia normalnego i ograniczeniu go od góry wartością bezpieczną σ^*.

Obok powyższego naprężenia istotną rolę w przedsięwziętym rachunku odgrywa naprężenie styczne w powierzchni przylegania ścianki do przykładki. Jego byt zabezpiecza dostatecznie tarcie w tejże powierzchni. Między obu naprężeniami zachodzi określony związek. Wynika stąd na razie fakt, że i tu w grę będzie wchodzić jedynie przeciętna wartość naprężenia stycznego wdłuż długości szwu. Z tej nowej wielkości wyznaczyć można dla połączenia szczelnego obciążenie pomyślane nitów poszczególnych rzędów. Obliczenie szwu polega też przeto na wykazaniu obciążenia jednostkowego każdego z nośnych przekrojów nitowych i ograniczeniu go od góry wartością bezpieczną τ^*.

Z pozoru tedy sądząc zrozumienie rachunkowej istoty bezpieczeństwa funkcjonującego połączenia nitowanego szczelnego nie powinno nastręczać zbytnich trudności, skoro opiera się ono na dwóch tylko liczbach indywidualnych σ^* i τ^*. Należy w tym celu jedynie wykazać, że liczby te są naprawdę stałymi charakterystycznymi, stanowiącymi w pełnym tego słowa znaczeniu podstawę kontrolną nasuwającego się zagadnienia. Wyjaśnieniu właśnie tej zasadniczej kwestii poświęcimy pierwszą część naszej notatki.

Stosunkowo prosto przedstawia się znaczenie wielkości σ^*. Nie ma potrzeby bliżej objaśniać, że przy danym gatunku blachy użytej na ściankę walczaka czy też przykładki stosujemy dla naprężenia normalnego zależnie od wymaganego bezpieczeństwa pewną określoną wartość dopuszczalną σ_0^*. Jest to pewna część granicy płynności względnie — jak inni wolą — jakiś ułamek granicy wytrzymałości odnośnego materjału. W tym znaczeniu jest to wielkość indywidualna, niezależna od obrazu nitowego, grubości ścianki i wszelkich innych wymiarów, regulowana jedynie jakością tworzywa i wspomnianym wymogiem określonego bezpieczeństwa. Opinii tej nie możemy w równej mierze przydzielić wielkości $\sigma,^*$ jeśli — zgodnie z uczynionym założeniem — uważać ją będziemy za granicę **ś r e d n i e g o** naprężenia normalnego. Należy bowiem pamiętać, że ograniczenie sprawdzenia połączenia do badania wartości tylko jednego naprężenia i to tylko jego wartości przeciętnej jest tylko w pewnych warunkach identyczne z przecenieniem wielkości niebezpieczeństwa. Przy zbyt silnych koncentracjach lub nierównomiernościach tego rodzaju udogodnienia rachunkowe doprowadzić mogą do błędu odwrotnego, do zlekceważenia sytuacji i niedocenienia wytężenia. Rozpatrzywszy bardziej szczegółowo stosunki znajdziemy jako istotne źródło niebezpieczeństwa nierównomierność rozkładu sił normalnych na grubości ścianki. Wiadomym np. jest, iż jest ona stosunkowo duża w połączeniu na zakładkę, natomiast dość mała w szwie z dwoma symetrycznymi przykładkami. Jasne przeto jest, że stosując **t ę s a m ą** pewność musimy jako sprawdzian wytrzymałościowy wprowadzić wartość σ^* zmniejszającą się z wzrostem stopnia omawianej niejednostajności rozkładu.

Uwagę powyższą możemy rozwinąć rachunkowo przyjąwszy za miarę stopnia nierównomierności wykładnik stosunku naprężenia maksymalnego do średniego. Wykładnik ten zmienia się wraz z obiorem przekroju w badanym połączeniu. Jego wartość największą w tym połączeniu oznaczmy przez v. Wielkość v zależy od charakterystycznych wymiarów połączenia i jego typu. Dla wszelkich możliwych połączeń dwuprzykładkowych symetrycznych znajdziemy zbiór (v_s), dla asymetrycznych zbiór (v_a), dla połączeń na jedną przykładkę zbiór (v_p), wreszcie dla szwów na zakładkę zespół (v_z). Najmniejszą z wartości zbioru (v_s) oznaczamy przez v_0; jest to poza tym wogóle najmniejsza wartość w tych wszystkich zbiorach. Liczba ta nieznacznie jest większą od jednostki. Przyjmujemy, że tej wielkości nierównomierność leży w granicach wyjaśnionych na wstępie uproszczeń. Z pewnością moglibyśmy nawet obrać tu liczbę większą od v_0; nie czyniąc tego przeceniamy niebezpieczeństwo. Tylko liczbie v_0 odpowiada wielkość ściśle indywidualna σ_0^*; wszelkim innym odpowiadają już wartości mniejsze:

$$\sigma^* = \sigma_0^* \cdot \frac{v_0}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Jeśli np. dla przykładu jest $v_0 = 1{\cdot}080$, $\sigma_0^* = 9\ kg/mm^2$, a dla pewnych połączeń skonstatowano $v_a = 1{\cdot}215$, $v_z = 1{\cdot}620$, to przy tej samej pewności i materiale dopuścimy $\sigma_a^* = 8\ kg/mm^2$, $\sigma_z^* = 6\ kg/mm^2$. Tę gradację wartości σ^* wyjaśniają niewłaściwie niektóre przepisy a za nimi konstruktorzy odmienną pewnością obliczenia. Jest rzeczą niezmiernie pożądaną, aby na drodze teoretycznej czy doświadczalnej ustalono znormalizowany zbiór wartości v zależnie od charakterystycznych parametrów połączenia.

Rachunek tego rodzaju nie należy do treści tego artykułu. Wystarcza nam tutaj stwierdzenie, iż istnieje prosta możliwość (1) ustalenia dla każdego połączenia charakterystycznego sprawdzianu σ^*. Wielkość ta nie jest wprawdzie równie indywidualną i niezależną jak pierwotna σ_0^*, jest jednak mimo wszystko dla celów obliczenia połączenia równie cenną Jej pełna niezależność jest za-

kłócona jedynie niemianowanym współczynnikiem ściśle określonego pochodzenia.

Dowód istnienia drugiej wielkości kontrolnej, a to τ^*, nie przedstawia się już tak prosto. W szczególności nie jest wprost możliwe stwierdzenie, że wartość ta posiada cechy niezależności od kształtu i wymiarów układu chociażby w tym tylko stopniu co wielkość poprzednia. Ba, chwilowo nawet nie zupełnie jest jasne jaki wyraźnie określony sens należałoby jej przypisać. Przeciwnie, na pochodzenie liczby τ^* składa się tyle różnorodnych wpływów, że przydzielić jej możemy rozmaite, sprzeczne częściowo nawet wyjaśnienia. Wyjaśnienia te ciążą nad wynikami każdorazowego rozwiązania, prowadzą w konsekwencji do niezgodności i wywołują opinie, którymi ich autorzy komentują niestety nie przesłanki pierwotne, lecz właśnie i tylko te osiągnięte wyniki. Dla uniknięcia tego rodzaju nieporozumień podam tu interpretację dostatecznie prostą i logiczną, by ją można było przyjąć. Dodaję, że rozważania powyższe uważam za podstawę rachunkową przede wszystkim dla połączenia szczelnego.

Nie obejdzie się bez wprowadzenia pewnego wzorca teoretyczno-doświadczalnego. Stanowią go dwie dostatecznie duże płaskie tarcze o wzajemnie różnej lub równej, ale małej grubości, złączone jednym tylko nitem o średnicy d. Aby dalsze rozważania można było w ogóle rozpocząć musimy w jakiś uznany sposób scharakteryzować urządzenie nitujące. Zakładamy, że w czasie swej działalności wywiera ono stały nacisk na jednostkę pola przekroju pręta nitowego, to znaczy że nacisk łączny jest w tym stadium proporcjonalny do kwadratu średnicy tego pręta. Ten wniosek odnieść oczywiście możemy również do spowodowanego zabiegiem rezultatu a mianowicie do utrwalonego po termiczno-plastycznej rekonwalescencji naciągu gotowego już nita. Jednak siła rozciągająca nit jest równa wzajemnemu całkowitemu naciskowi obu tarcz na siebie. W rezultacie więc osiowo-symetryczny układ nacisków jednostkowych h ma wypadkową proporcjonalną do kwadratu średnicy trzpienia nitowego.

Z kolei rzeczy należy rozpatrzyć obecnie charakter funkcji h. Charakterystyka maszyny nitującej lub w pochodnym sensie naciąg jednostkowy trzpienia, to znaczy jedyna wielkość zawierająca w sobie wymiar siły, pojawić się tu może tylko jako mnożnik tej funkcji. Przy użyciu więc tego samego sposobu nitowania dla dwóch różnych wzorców wyszczególniony czynnik pozostaje stałym i przestaje nas tym samym chwilowo interesować. Pozostaje nam więc rozważyć zależność obrazu h od pozostałej grupy parametrów i zmiennych; są nimi wymiary liniowe zagadnienia. Wymiary te możemy przedstawić zawsze jako wielokrotności jednego z nich celowo wybranego; niech nim będzie średnica nita d. Wiadomo, że w praktyce zmieniamy grubości blach i łubek wraz z średnicą nita względnie też naodwrót. Wprawdzie dysponujemy przy tym doborze pewnym przedziałem, jednak jest on tak skromny, że w przecięciu możemy założyć istnienie stałych wykładników miarodajnych stosunków. Dochodzimy w ten sposób do przekonania, że funkcja h zależy jedynie od parametru d i od współrzędnej radialnej mierzonej od osi otworu nitowego. Wniosek ten można jeszcze bardziej uprościć. Oznaczmy wspomnianą zmienną przez $\beta . \frac{d}{2}$, to łączny nacisk określa wyrażenie

$$\frac{d^2 \pi}{2} \int_1^\infty h . \beta . d\beta$$

Ponieważ zawiera ono jako jeden z czynników średnicę nita d w potędze właśnie drugiej, przeto nawiązując do założenia wstępnego i dalszych wniosków konstatujemy, że funkcja h zależy jedynie od β. Innymi słowy przy użyciu tego samego urządzenia nitującego obrazy nacisków h dla rozmaitych średnic nitowych różnią się tylko skalą długości; zmiana urządzenia nitującego powoduje zmianę skali wysokości h. W rozumowaniu naszym nic się praktycznie nie zmieni, jeśli schemat rachunkowy utworzymy z trzech tarcz połączonych jednym nitem.

Funkcja $h(\beta)$ maleje asymptotycznie do zera. Jeśli jest stale jednego znaku to od pewnego miejsca $\beta = \beta^*$ począwszy będzie można jej rzędne w porównaniu z początkowymi pominąć; jeśli zaś zmienia ona znak to poza pierwszym kołem zerowym $\beta = \beta^*$ będzie można jej wartości w zestawieniu z początkowymi również zaniedbać. Liczba β^* charakteryzuje praktyczny zasięg działania nita. W wyżej podanej całce można z nieznacznym a stałym błędem względnym w miejsce niewłaściwej granicy górnej wpisać równie dobrze β^*. Wyrażenie

$$\int_1^{\beta^*} h . \beta . d\beta = \frac{1}{2} h_0$$

zależy — jak wykazano — jedynie od właściwości nitowania, więc od nacisku jednostkowego a dodatkowo w małej zresztą mierze od typu główki nita. Należy wyraźnie rozdzielić w naszym rozumowaniu ostatnim fakty istotne od ubocznych. Nie zawiera nic szczególnego rezultat stwierdzający, że nacisk całkowity na powierzchnię tarczy wynosi $\frac{d^2 \pi}{4} . h_0$, albowiem dostosowano go po prostu do założenia wstępnego; co najwyżej wynika z niego znaczenie wielkości h_0 jako średniego naprężenia rozciągającego trzpień nitowy. Istotne

natomiast jest ograniczenie jakości funkcji h do typu h (β) i praktyczne oznaczenie zasięgu nita, wyrażającego się stałą wielokrotnością jego średnicy. W szczególności jest ważną rzeczą pamiętać, że przy tej samej względnej dokładności pomijania małych rzędnych h zachowuje wielkość β^* wartość stałą niezależną nawet od indywidualności urządzenia nitującego. Ma to oczywiste znaczenie przy efektywnym projektowaniu połączeń nitowanych.

Zmierzamy obecnie do pomiaru oporu tarcia przesuwnego w płaszczyźnie przylegania tarcz. Aby go sprowokować umieszczamy na przeciwległych, równolegle ułożonych brzegach różnych tarcz równoważące się obciążenia, najprościej równomiernie rozłożone na symetrycznie ułożonych, celowo w postaci umówionej wielokrotności średnicy nita dobranych długościach np $\beta^*.d$. Zauważmy, że przy dostatecznie odległych brzegach założenie stałego czy zmiennego natężenia nie wywiera na istotę zagadnienia żadnego widocznego wpływu — a zresztą, że w przyszłości będziemy mieli do czynienia właśnie z natężeniem stałym. Zwróćmy też uwagę na to, że w podanych warunkach również długość obciążenia brzegu nie ma znaczenia, albowiem z natury rzeczy jego wpływem objęta zostanie przede wszystkim strefa skutecznego oporu, którą reprezentuje dobrze szerokość zasięgu nitowego — poza tym zaś, że w połączeniach rzeczywistych stosować będziemy dość podobne przedziały obciążeń. Obciążenie brzegów powoduje zmniejszenie grubości tarcz a tym samym wzajemnych nacisków h. Niech mianowicie s oznacza przeciętną na grubości obu tarcz wartość sumy powstałych między innymi dwóch naprężeń normalnych, a ν ułamek Poissona, to chwilową wielkość nacisku określa obecnie różnica $h - \nu . s$. Z drugiej strony płaszczyzna styku tarcz jest równocześnie siedzibą naprężeń stycznych q wyrównujących się liczebnie z tarciem o natężeniu $f.(h - \nu.s)$, przy czym f oznacza chwilową wartość współczynnika tarcia. Z wzrostem obciążenia krawędziowego zwiększy się f do wartości granicznej f_0. Chodzi nam o funkcję s przynależną tej chwili, w której współczynnik f osiąga w wszystkich bez wyjątku miejscach wartość końcową f_0. Średnią na okręgu β wartość tej funkcji oznaczmy przez s_0. Dla uniknięcia nieporozumień dodajmy, że wprowadzamy tu po raz drugi wartość średnią jedynie dla uproszczenia pisowni matematycznej; w ten sposób wartość $f_0.(h - \nu s_0)$ jest tylko funkcją zmiennej β.

Nasuwające się zagadnienie jest z powodu całego szeregu okoliczności, o których nie ma tu celu mówić nadzwyczaj zawiłe i należy wątpić czy da się w ogóle na drodze teoretycznej rozwiązać. Również i doświadczalnie nie da się stwierdzić bezpośrednio obrazu funkcji s_0 raczej możemy na tej drodze ustalić skutki jej obecności, o które tylko właściwie nam chodzi. Jednak te fakty częściowe, które tutaj wyrozumujemy wystarczą nam do określenia charakteru wielkości τ^*.

Dociekania na temat typu funkcji s są nam zbędne. Wprawdzie zdajemy sobie sprawę z tego, że posiada ona płaszczyznę symetrii, że w wypadku równych grubości obu tarcz znajdziemy takich płaszczyzn nawet dwie, jednak do żadnego efektywnego rezultatu nas to nie doprowadzi. Z tego to powodu właśnie uciekliśmy od tego tematu wprowadzając średnią na okręgu β czyli obraz osiowo-symetryczny. Zależy nam na parametrach funkcji s_0, to znaczy na stałych czynnikach — o ile takie w ogóle tutaj istnieją i mają jakieś określone znaczenie. Rozumujemy następująco: Jeśli wyjdziemy poza okręg $\beta = \beta^*$, to zbliżając się ku brzegowi obciążonemu znajdziemy, że s_0 jest tam proporcjonalne do natężenia tegoż obciążenia. Otóż, jeśli zachowując zasadę proporcjonalności wymiarów przejdziemy z naszym eksperymentem od jednego wzorca do drugiego, to w chwili określonej równością $f = f_0$ skonstatujemy dla wartości tego natężenia zawsze tę samą wielkość. Możemy np. stwierdzić, że jest to pewien określony ułamek granicy płynności materjału tarcz. Wewnątrz obszaru $\beta = \beta^*$ funkcja s_0 nie ma tak prostego znaczenia, ale z tytułu łączności wartości wewnętrznych z zewnętrznymi funkcja s_0 opatrzona będzie stałym mnożnikiem. Mnożnik ten jest bez wątpienia proporcjonalny względem zdefiniowanej wyżej wartości charakterystycznej wytrzymałościowej, więc najprościej względem σ_0^*. Możemy mu jednak narzucić jeszcze dodatkowe wymagania. Chodzi mianowicie jeszcze o zachowanie się współczynnika założonej proporcjonalności. Jasne jest, że posiada on wartość stałą o ile do konkurencji dopuszczamy tylko jeden typ wzorców np. z dwóch tarcz o równej grubości. Gdy jednak wprowadzimy typ inny złączony z trzech tarcz lub z dwóch o różnej grubości to rzecz może uledz zmianie. W tym miejscu trzeba sobie przypomnieć, że s_0 jest między innymi średnią na grubości tarcz. Zależnie od typu modelu powodujemy większą lub mniejszą równomierność rozkładu sił normalnych. Otóż, jeśli niezależnie od tego zażądamy, aby chwili $f = f_0$ odpowiadało w wszystkich wzorcach to samo wytężenie w pewnym umówionym miejscu — a inaczej sprawy nie można właściwie stawiać, — to większym stopniom nierównomierności przydzielić będziemy musieli mniejszy współczynnik proporcjonalności, a naodwrót mniejszym większy. Widzimy z tego, że dyskutowany mnożnik ma dodatkową cechę, a mianowicie jest on odwrotnie proporcjonalny do znanego już nam stopnia v. Łącząc założenie proporcjonalności wymiarów w obrębie każdego z typów naszych wzorców z dowiedzioną rolą wyrażeń σ_0^* tudzież v stwierdzimy ostatecz-

nie, że funkcja s_0 posiada mnożnik proporcjonalny względem σ^*, określonego wzorem (*1*). Rezultat ten jest bardzo znamienny.

Zbliżamy się już do końca rozważań. Niech γ oznacza średnią dla okręgu β wartość dostawy kąta nachylenia naprężeń stycznych tego okręgu względem normalnej do obciążonego brzegu, to całkowity opór tarcia wynosi ostatecznie

$$f_0 \cdot \frac{d^2 \pi}{2} \int_1^{\beta^*} (h - \nu \cdot s_0) \cdot \gamma \cdot \beta \cdot d\beta \text{ lub } \frac{d^2 \pi}{4} f_0 \cdot h^*$$

jeśli dla skrócenia oznaczamy wartość całki przez $\frac{1}{2}$ h^*. Ponieważ γ nieznacznie różni się od jedności, przeto h^* ma znaczenie zwolnionego naciągu jednostkowego trzpienia nitowego. Wyrażenie $f_0 \cdot h^*$ jest pomyślanym obciążeniem odniesionym do jednostki przekroju nita. Pewien określony wymogami bezpieczeństwa ułamek tej wielkości oznaczymy przez τ^*; tę wielkość nazywać będziemy dopuszczalnym obciążeniem jednostkowym lub dopuszczalnym naprężeniem zastępczym nita. Z podanych wyżej powodów zanotować możemy relację:

$$\tau^* = \tau_0^* - a \cdot \sigma^* \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Dla materiału nie posiadającego zdolności zwężania poprzecznego przy podłużnym naciągu jest $\nu = o$ czyli $\tau^* = \tau_0^*$. W wszelkich pozostałych wypadkach jest $\nu \neq o$, a tym samym również $a \neq o$. Gdy np. $\tau_0^* = 9.5$ kg/mm^2 zaś $a = 0.35$, to podstawiając w (2) liczby poprzedniego przykładu $\sigma^* = \sigma_a^* = 8$ kg/mm^2 względnie $\sigma^* = \sigma_z^* = 6$ kg/mm^2 znajdziemy kolejno $\tau^* = \tau_a^* = 6.7$ kg/mm^2 względnie $\tau^* = \tau_z^* = 7.4$ kg/mm^2.

Dowiedliśmy ostatecznie istnienia pewnej wielkości typowej dla sprawdzenia jakości połączenia. Wielkość ta jest charakterystyczną w tym samym stopniu co i data σ^*; w tym samym bowiem stopniu jej indywidualność zakłócona jest wpływem nierównomiernego rozkładu sił to znaczy typem badanego połączenia. Wartość τ^* jest proporcjonalna do współczynnika tarcia, więc w tym sensie jest ona słabo zmienną; poza tym wzrasta ona liniowo z naciskiem jednostkowym urządzenia nitującego i maleje również liniowo z wzrostem własności wytrzymałościowych tworzywa tarcz. Nasuwa się tu z teoretycznego punktu widzenia ciekawe spostrzeżenie. Oto gdybyśmy dobierali nacisk maszyny nitującej do ściśle wytrzymałościowych własności materiału, to obie ostatnio wymienione zależności liniowe przekształciłyby się po prostu w zwykłą proporcjonalność względem σ^*. W ten sposób zaś byłoby τ^* funkcją tylko σ^* i sprawdzianem obliczenia stałaby się tylko jedna wielkość. Oczywiście — tego rodzaju dobór nacisku nie może być w praktyce zalecony, albowiem intensywność obróbki zależy raczej od ciągliwości tworzywa, ta zaś z reguły spada z wzrostem jego wytrzymałości. Ostatnia uwaga ma przeto charakter czysto teoretyczny.

Podkreśliliśmy już na wstępie, że rozważania nasze dotyczą przede wszystkim nitowania szczelnego. Daliśmy temu wyraz przyjmując za stan groźny dla połączenia chwilę całkowitego przesuwu względnego tarcz. Innymi słowy uważaliśmy, że zabezpieczenie się przed poślizgiem jest identyczne z zapewnieniem szczelności normalnie wykonanego połączenia. Abstrahujemy tu od tego, czy Coulombowska teoria tarcia wystarczająco wiernie ilustruje nam przebieg zjawiska przesuwu w odniesieniu do odkształcalnego medium. Chodzi nam raczej o pewną myśl zawartą w naszych dociekaniach. Zauważmy, że efektowi częściowego przesuwu nie jesteśmy w stanie w ogóle się przeciwstawić. Eksperymentując na naszym bardzo prostym modelu skonstatujemy poślizg częściowy już przy dowolnie małej wartości obciążenia; stanie się to mianowicie w tych partiach, w których naciski są zbliżone wartością do zera. Z konieczności przeto w naszym wywodzie przyjęliśmy, że uważamy przesuw za uskuteczniony i niebezpieczny wtedy, gdy objął on wszystkie miejsca, styku, a więc i te, do których przynależą maksymalne rzędne nacisków. Wiemy, że siedzibą ich jest obrzeże otworu nitowego. Nie możemy wobec tego niczego zarzucić temu sposobowi pojmowania rzeczy; istotnie, dopiero poślizg tych miejsc styku stanowi właściwe niebezpieczeństwo dla kotła parowego objawiające się nieszczelnością i następującymi konsekwencjami. To są powody, dla których wielkość τ^* wywiedliśmy z łącznej wartości oporu tarcia, a nie z jakiejś uprzywilejowanej rzędnej jego natężenia lokalnego.

Wielce charakterystycznym, konsekwentnie z powyższego rozumowania wynikającym faktem jest nieobecność jakichkolwiek rozważań wytrzymałościowych, dotyczących nita jako elementu bezpośrednio obciążonego. Dla istoty nitowania szczelnego jest jednak tego rodzaju badanie na szerszą skalę zbędne, bo wykluczamy tu możliwość takiego bezpośredniego obciążenia. Nie wyklucza to jednak byśmy ustawiając warunki odbioru prętów nitowych natury przeważnie technologicznej nie mogli i nie musieli zagwarantować też pewnych walorów wytrzymałościowych choćby z tego powodu, że na uwadze mieć musimy naciąg wstępny nita h_0. Przejawy naszej troski o byt nita jako elementu bezpośrednio zaatakowanego znajdujemy między innymi w doborze wymiarów ścianki i średnicy nita; odnośne proporcje zaczerpnięte są przecież żywcem z teorii nitowania mocnego. Wreszcie dyskutowaną okoliczność uwzględnić możemy na-

rzucając liczbie a w relacji (2) celową wartość. Zwiększając ten współczynnik wyraźnie zaznaczamy, że chwili uskutecznionego przesuwu odpowiada mała wartość naprężenia rozciągającego tarcze czyli przyjmujemy, że przy wyzyskaniu tego naprężenia ponad miarę zdarzyć się może wypadek, w którym nit wobec nierozerwanego jeszcze połączenia a przezwyciężonego tarcia będzie zmuszony zgłosić swój bezpośredni udział w akcji. Ten moment jednak musimy przy połączeniach szczelnych przesunąć do fazy możliwie jak najpóźniejszej w czym zresztą dopomaga nam też dalsze zachowanie się połączenia. Trzeba bowiem pamiętać, że po poślizgu przenosi się bezpośrednio na nit zrazu tylko odnośna nadwyżka siły zewnętrznej i mały tylko ułamek siły tarcia, a dopiero w miarę dalszego wzrostu obciążenia zewnętrznego ów ułamek zbliża się wartością do jednostki. Jakkolwiek bądź jednak wypadki się rozwiną ważnym jest pamiętać, że przy nitowaniu szczelnym stopień bezpieczeństwa dla wielkości τ^* ustalamy dla ewentualności przesuwu, a tym samym że uwzględnienie bezpośredniego udźwigu nita prowadzi przy założeniu tej samej pewności do powiększenia wartości τ^*.

Powyższe przyczyny zwalniają nas od dodatkowego żmudnego rachunku a mianowicie od wytrzymałościowego obliczenia nita jako układu samodzielnego. W jak gruby zresztą sposób na ogół przeprowadza się tego rodzaju rachunek jest powszechnie wiadome. Uderzający jest przy tym pewien zbieg rezultatów otrzymywanych dwoma zupełnie różnymi drogami. Jeśli mianowicie wszystkie wpływy działające na nit jako element samodzielny zamienimy na pomyślane ścinanie z dopuszczalnym naprężeniem przeciętnym τ^*, to odnośny rachunek wytrzymałościowy podaje mniejszą wartość τ^* dla nita o dwu przekrojach nośnych a większą dla nita jednociętego. Podobnie — jak widzieliśmy — zachowuje się w naszym obliczeniu wielkość τ^*. Zredukowana w powyższy sposób wielkość τ^* zależy nie tylko od stałych wytrzymałościowych materiału nita; zawiera ona w sobie też własności wytrzymałościowe ścianek jako elementów obciążających. Ten fakt również jest widoczny w budowie wyrażenia τ^*, które zależy częściowo od historii powstania nita, częściowo zaś od stanu napięcia tarcz. Gdy w obliczeniu wytrzymałościowym grubości ścianek zmniejszymy — a zrobić to możemy zwiększając ich walory wytrzymałościowe —, to τ_* zmaleje, albowiem obciążenia nita skupiają się wydatnie Tego rodzaju efekt widoczny jest też w formule (2); z wzrostem jakości blachy rośnie σ^*, a tym samym maleje τ^*. Cechy te są dla naszego wyniku tem więcej znamienne, że w przeciwieństwie do zawiłych rezultatów wytrzymałościowych wyrażają się one tutaj niezwykle prostym liniowym wzorem.

Dotychczasowe nasze rozważania rozszerzyć możemy w kilku zdaniach na również elementarny wypadek połączenia tarcz kilkoma nitami umieszczonymi wzdłuż prostej równoległej do obciążonego brzegu. Zagadnienie to różni się od tak zwanego jednorzędowego nitowania tylko tym, że wobec wystarczających rozmiarów tarcz dysponujemy tu całkowitą powierzchnią styku, co na ogół w wykonaniu praktycznym nie ma miejsca. Tę drobną różnicę możemy pominąć. W tak powstałym nowym zagadnieniu możemy przeprowadzić podobne do poprzednich rozumowania. Łatwo się przekonać, że odnośnie wielkości σ^* i τ^* dojdziemy do tych samych charakterystycznych rezultatów; doznają one co najwyżej wyraźniejszego potwierdzenia z powodu większej jednolitości zadania. Będzie ona widoczną szczególnie wtedy, gdy odstępy nitowe $\alpha . d$ obierać będziemy poniżej długości $\beta^* . d$. Za górną granicę wielokrotności α przyjąć możemy $\alpha^* = 7.5$; jest to liczba zapewne bliska wartości β^*. Oczywiście możemy dopuścić stosowanie większych α, prowadzi to jednak z jednej strony do marnotrawstwa pola styku a z drugiej do zbytniej koncentracji naprężeń w ściance w okolicy otworu nitowego. Nadmierne zmniejszanie liczby α powoduje zbytnie osłabienie ścianki i pomniejsza przez wykroje otworów skuteczną powierzchnię tarcia. Jako dolną granicę wielokrotności α możemy przyjąć $\alpha_* = 2.5$. W praktyce waha liczba α w przedziale ciaśniejszym między 3 a 6, chyba że stosujemy wykroje przykładek. Najcenniejszym spostrzeżeniem jakie uczynić możemy przy przyjęciu $\alpha < \beta^*$ jest następujące: W wypadku tym pola zasięgów nitowych częściowo pokrywają się; w ten sposób unikamy małych rzędnych nacisków h i początek przesuwu objawia się tu przy odpowiednio większych wartościach obciążeń zewnętrznych. Przesuw całkowity jednak, nawet w wypadku gdy największe rzędne h powiększone są odnośnymi wartościami nacisków zachodzącego sąsiedniego pola zasięgu, występuje przy tej samej co w naszym poprzednim modelu wielokrotności τ^*, albowiem wartość tę uzyskaliśmy z wciągnięcia w rachunek całkowitej wielkości nacisku. Innymi słowy łączny udźwig dwóch nitów połączenia jest zawsze sumą udźwigów poszczególnych oddzielnie pracujących dwóch nitów. Rezultat ten podkreśla znaczenie wielkości τ^* jako jednostki podstawowej w obliczeniu dowolnego zupełnie połączenia.

Jeśli, kończąc tę część naszych uwag, zestawimy nasze spostrzeżenia z obowiązującymi u nas czy za granicą przepisami dla nitowań szczelnych połączeń znajdujemy tylko częściową zgodność poglądów. Tak np. skonstatujemy wprawdzie dopuszczenie mniejszej wartości σ^* dla połączeń zakładkowych, a większą dla dwuprzykładkowych, ale motywowane bywa to postępowanie różnym stopniem pew-

ności, gdy my tłumaczymy ten fakt odmiennym stopniem nierównomierności rozkładu sił normalnych lecz przy tym samym stopniu bezpieczeństwa. Zastanawiające przy tym jest, że owe przepisy nie czynią różnicy między połączeniem dwułubkowym symetrycznym i asymetrycznym dopuszczając dla obu typów tę samą wartość σ^*. Tymczasem widoczne jest, że przy tego rodzaju redakcji mogą paść przepisy ofiarą rozmyślnego wyzysku. Przecież jasne jest, że czterorzędowe połączenie z jednym tylko rzędem nitów dwuciętych a pozostałymi rzędami jednociętymi bliskie jest raczej typu jednoprzykładkowego aniżeli symetrycznego dwuprzykładkowego. Sądzę, że zabezpieczenie się przed tego rodzaju ewentualnościami byłoby bardzo wskazane. Równie interesujące jest, że istniejące przepisy nie uzależniają wartości τ^* od charakterystyki urządzenia nitującego, gdy można przypuszczać, iż między nitowaniem ręcznym a maszynowym istnieje jakaś różnica objawiająca się różnymi wartościami τ_0^*. Podobnież jak wymagamy gradacji wielkości σ^* zależnie od typu połączenia możemy z tytułu znanego nam związku zażądać jej i dla wartości τ^*; w tym kierunku można również przepisom zrobić zarzut połowiczności. Wreszcie wyjaśnienia wymaga fakt, iż liczby τ^* nie bywają obniżane z powiększeniem wytrzymałości blach; wiemy, że zaniedbanie tego jest identyczne z przejściem od nitowania szczelnego do mocnego. Nie jest wiadome czy intencję tego rodzaju zawierają przepisy świadomie czy raczej wolałyby uniknąć stosowania zbyt cienkich ścianek choćby wykonanych z materiałów wysokowartościowych; obniżenie wartości τ^* stanowiłoby tu doskonały środek zapobiegawczy.

(d. c. n.).

Inż. ST. BOGUSŁAWSKI i inż. K. SZAWŁOWSKI.

PRZESYŁANIE CIEPŁA ZA POMOCĄ GORĄCEJ WODY POD CIŚNIENIEM SYSTEMU „CALIQUA".

Referat działu cieplnego Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Poznaniu.

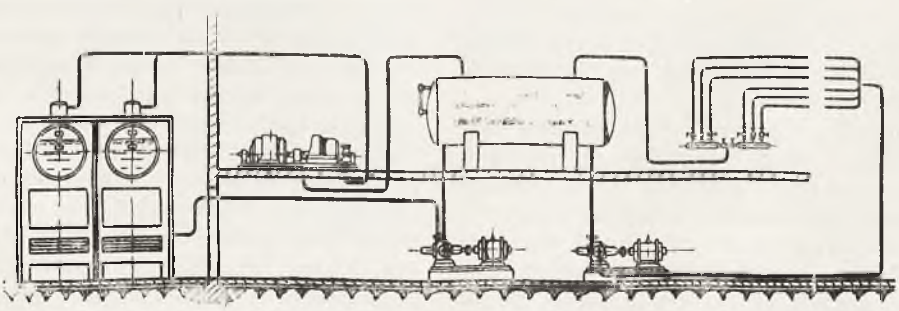
Czasy powojenne cechuje w dziedzinie przemysłu nieustanne dążenie do zmniejszenia kosztów produkcji, którego przyczyn szukać należy w zmienionych warunkach gospodarczych świata.

Dążenie to ujawniło się też w całej pełni i na odcinku t. zw. gospodarki cieplnej w zakładach przemysłowych. Zwłaszcza przedsiębiorstwa, które dla swojej produkcji zużywają znaczne ilości pary grzejnej, poszukiwały najbardziej oszczędnego rozwiązania tego zagadnienia. Dzięki rozwojowi techniki cieplnej i badaniom teoretycznym w dziedzinie tej powstały nowe pomysły, których korzyści potwierdziła już praktyka.

Jednym z takich pomysłów który został w ostatnich czasach zrealizowany, jest przesyłanie ciepła na odległość za pomocą gorącej wody pod ciśnieniem. Ten sposób ogrzewania zyskał i coraz więcej zyskuje za granicą szerokie zastosowanie i zaczyna wypierać popularne dotychczas ogrzewanie parowe.

Do najbardziej rozpowszechnionych konstrukcji takiego wodnego ogrzewania pod ciśnieniem w Niemczech należy ogrzewanie systemu „Caliqua".

Zasada konstrukcji w całości jest bardzo prosta. Z wymienialnika cieplnego, w którym woda grzana jest ciepłem odpadkowym, pobiera się tę wodę, wprowadza w zamknięty rurociąg, dobrze otulony i utrzymuje się ją w ciągłym obiegu za pomocą pomp odśrodkowych, napędzanych zazwyczaj silnikami elektrycznymi.

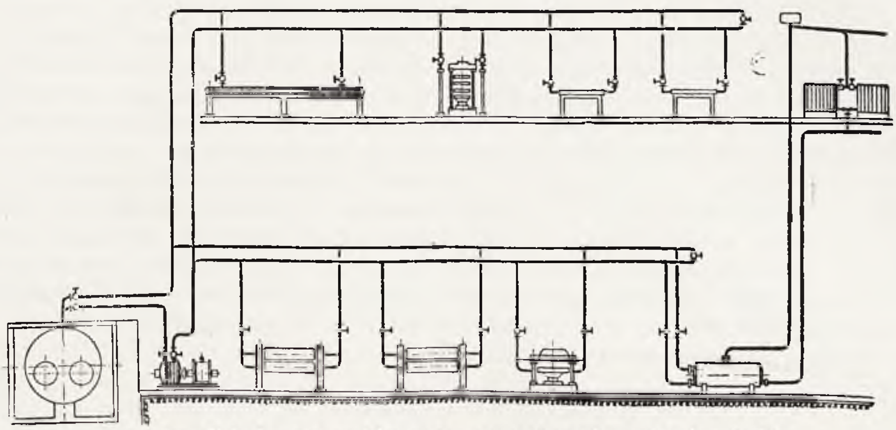


Rys. 1. Układ obiegu wody przy zużytkowaniu ciepła odpadkowego z silnika.

Oczywiście, można też czerpać wodę do obiegu wprost z kotła parowego, co w systemie „Caliqua" najczęściej ma zastosowanie.

Ten system przesyłania ciepła w porównaniu z ogrzewaniem parowym ma wiele zalet. Przede wszystkim przy obiegu wody od-

padają wszystkie t. zw. niekontrolowane straty cieplne, które tkwią w garnkach kondensacyjnych (zazwyczaj źle pracujących), różnych regulatorach itp., a które nieraz wynoszą do 30% ogólnej ilości ciepła, biorącego udział w obiegu.



Rys. 2. Układ przy pobieraniu gorącej wody wprost z kotła.

Poza tym zamknięty obieg wodnego ogrzewania pod ciśnieniem ma tę ważną zaletę, że w procesie cieplnym teoretycznie bierze udział zawsze jedna i ta sama ilość wody. Praktycznie istniejący ubytek jest zwykle minimalny i wywołany może być tylko nieznacznemi nieszczelnościami w pompach, rzadziej w rurociągach, wzgl. stratami powstałymi przy samej fabrykacji. Ubytek ten może być co pewien okres czasu uzupełniany niewielkimi porcjami dodatkowymi. Dalszą zaletą takiego zamkniętego obiegu jest ta okoliczność, że powierzchnia wodna kotła, włączonego w ten obieg jest zawsze czysta, a wobec tego i przechodzenie ciepła w kotle jest wybitnie ułatwione. Odpada też uciążliwa konieczność czyszczenia kotła z kamienia kotłowego wzgl. szlamu.

Tym się objaśnia, jak zobaczymy niżej, stosunkowo wysoki współczynnik sprawności kotła, dzięki czemu maleją też koszty na wytworzenie jednostki ciepła.

Sercem syst. „Caliqua" jest pompa odśrodkowa, która wprowadza wodę grzejną w obieg, pokonywując wszelkie opory, związane z systemem przewodów. Najbardziej oryginalną i pomysłową część „Caliqua" stanowi t. zw. mieszalnik w postaci rury, w której następuje wymieszanie się wody gorącej z kotła i części ostudzonej wody powracającej z fabryki. Nieskomplikowane manipulacje przy pomocy specjalnej konstrukcji zaworu pozwala na takie uregulowanie temperatury wody, jaka odpowiada zapotrzebowaniu ciepła przy fabrykacji.

Praca pompy zależy od różnicy temperatury, jaka jest dopuszczalna dla ogrzewania w fabrykacji. Trzeba bowiem pamiętać, że wodne ogrzewanie pod ciśnieniem musi pracować przy wyższym zakresie temperatur niż parowe. Para nasycona, mimo że jej wilgotność się zmienia, ma zawsze jedną i tę samą temperaturę tak długo dopóki nie zmieni się ciśnienie, woda natomiast nawet przy niezmiennym ciśnieniu w miarę ochładzania się uzyskuje niższe temperatury — i aby móc różnice temperatur utrzymać w granicach dopuszczalnych, trzeba nieraz stosować pompy o wielkich wydajnościach. Nie należy zapominać, że wysokie wydajności pomp odśrodkowych wymagają też wyższych kosztów na ich pracę, to też ogrzewania wodnego pod ciśnieniem nie należy stosować bezkrytycznie i mieć specjalnie na uwadze sprawę odbioru ciepła. Przez zmniejszenie strat cieplnych w rurociągach oraz znaczne polepszenie warunków pracy w danym kotle ogrzewanie wodne pod ciśnieniem szczególnie się nadaje dla odciążenia kotłów parowych, które, jak to zwykle bywa, w rozszerzającym się przedsiębiorstwie pozostają niezmienione i muszą być forsowane.

Powracając jeszcze do rurociągów ogrzewania „Caliqua" należy zaznaczyć, iż rozpuszczone w wodzie gazy można przez odpowietrzenie uwolnić przed zasilaniem znanemi sposobami, zanim nią zapełni się obieg zamknięty przewodów. Oczywiście, przewody dokładnie odpowietrzone nie dają powodów do przeszkód w obiegu wody, na skutek tworzenia się niepożądanych t. zw. worków powietrznych. Jest to znów zaleta wodnego ogrzewania, która umożliwia dowolne prowadzenie przewodów i odpowiednie naginanie ich do istniejących w zakładzie ogrzewniczych aparatów.

Izolacja przewodów, zaopatrzonych w odpowiednie kompensatory musi być bardzo staranna, jak również połączenia poszczególnych elementów rurowych szczelne.

Ogrzewanie wodne pod ciśnieniem ma szerokie zastosowanie nie tylko dla celów fabrykacyjnych, a więc dla pras, warników, suszarek itp., lecz również dla celów li tylko

ogrzewniczych przy ewent. przesyłaniu ciepła na wielkie odległości. Straty cieplne w dalekobieżnych przewodach są stosunkowo bardzo małe. W jednym z pomiarów stwierdzono, iż straty na rurociągu 125 mm wewn. średnicy i długości około 1 km wynosiły wszystkiego 1,6% — są to więc tak małe straty, że praktycznie nie wchodzą w rachubę. Wysokoprężne ogrzewanie wodne może więc z powodzeniem zastąpić istniejące ogrzewanie parowe w szpitalach, budynkach fabrycznych, remizach, warsztatach i garażach samochodowych itp.

Jedna z poważniejszych obecnie fabryk w woj. Poznańskiem zużywająca znaczne ilości pary dla celów grzejnych rozwinęła się w tak szybkim tempie, że w przeciągu 1—1½ roku zwiększyła swoją produkcję kilkakrotnie. Kotłownia przy zakładaniu przedsiębiorstwa skromnie wyposażona w dwa kotły dwupłomienicowe o ciśnieniu roboczym od 9—10 atm. i łącznej powierzchni ogrzewalnej 180 m², nie mogła nadążyć w dostarczaniu pary grzejnej przy tak rekordowym rozwoju fabryki. Trzeba więc było znaleźć jakiś sposób, aby kotły odciążyć.

Należy nadmienić, że sprawa siły nie wchodziła w rachubę, ponieważ fabryka otrzymuje energię elektryczną na dogodnych warunkach z okręgowej elektrowni. Dyrekcja fabryki z całą ostrożnością przystąpiła do rozwiązania tego problemu. Najpierw więc zleciła Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów w Poznaniu przeprowadzenie ścisłego pomiaru cieplnego w samej kotłowni, jak również i zużycia pary na poszczególne oddziały fabrykacyjne. Otrzymane wyniki wykazały, że jednym z najbardziej prawidłowych rozwiązań odciążenia kotłów byłoby zastosowanie właśnie systemu „Caliqua". Przy dotychczasowym zastosowaniu pary względy fabrykacyjne wymagały, aby para w grzejnych aparatach była możliwie sucha, gdyż inaczej fabrykowany towar podlega uszkodzeniom. Przeto na fabryce bez skrupułów regulowano garnki kondensacyjne w ten sposób, że przepuszczano przez nie ogromne ilości pary zupełnie nieprodukcyjnie. Przy zastosowaniu obiegu syst. „Caliqua" te niekontrolowane straty całkowicie musiałyby ustać, co podniosłoby w znaczny sposób sprawność urządzenia przy jednoczesnym odciążeniu kotłowni.

Po dokładnym rozważeniu sprawy na podstawie I-ej serii badań, zdecydowano zainstalować obieg wody grzejnej syst. „Caliqua", i parę miesięcy po wykonaniu całego urządzenia zlecono Stowarzyszeniu wykonanie drugiego pomiaru w celu stwierdzenia osiągniętych przez inwestycję korzyści.

Pomiary ilości pary, wytworzonej w kotłach oraz rozchód jej w poszczególnych oddziałach fabryki były dokonane za pomocą znormalizowanych dysz typu DIN—JG, połączonych z samorejestrującym aparatem Siemensa wzgl. z różnicowymi manometrami syst. Kraupego. Błąd w tych pomiarach nie przekraczał ± 3%. Ilość wody w obiegu „Caliqua" również była zmierzona podobnym sposobem za pomocą dyszy.

Tablica I przedstawia wyniki pomiarów z obu serii badań.

Tablica II — bilans cieplny ułożony na podstawie osiągniętych wyników pomiarów.

Obie serie pomiarów były dokonane przy jednakowych warunkach fabrycznych, czyli odbiór ciepła był w obu wypadkach jednakowy. Z tego powodu otrzymane wyniki nadają się do porównania. Jak widzimy z tablic I i II oba kotły przed zainstalowaniem „Caliqua" były forsowane, co łącznie z innymi przyczynami, o których tu nie będziemy mówili, ponieważ nie mają one związku z instalacją „Caliqua" — były powodem, że cieplna sprawność całej instalacji kotłowni była bardzo niska, gdyż wynosiła tylko 51%. Po włączeniu jednego kotła w obieg „Caliqua" zużycie ciepła na fabryce znacznie spadło, a mianowicie: jeżeli przedtem trzeba było z kotłowni przesłać na fabrykę w 1 godzinę blisko 2.700.000 cpł., to potem ta ilość zużytego ciepła spadła do ok. 2.100.000 cpł. Rzecz naturalna, że i ilość spalonego węgla znacznie się zmniejszyła: przed założeniem „Caliqua" spalano w kotłowni na godzinę 749 kg węgla, po włączeniu „Caliqua" spalano już tylko 522 kg, czyli zaoszczędzono w 1 godz. 227 kg, co stanowi w ciągu całej doby *5,5 tn.*

Od tej korzyści musi być jednak odciągnięty koszt energii dla napędu silnika elektrycznego, poruszającego pompę w obiegu „Caliqua". Silnik ten był średnio obciążony na 15,8 kW, czyli w ciągu doby koszt na zakup energii elektrycznej wynosi w złotych polskich

$$15{,}8 \times 24 \times a$$

gdzie „a" jest to koszt 1 *kWh.* prądu dostarczonego przez Elektrownię Okręgową.

Jeżeli koszt 1 tn. węgla franko fabryka wynosi „b" złotych, to czysty zysk w ciągu 1 doby po zainstalowaniu „Caliqua" obecnie wynosi

$$5{,}5 \times b \times - 15{,}8 \times 24 \times a$$

Dla naszych warunków w Poznańskiem ten zysk przedstawia b. poważną kwotę, która pozwoliła w wyjątkowo krótkim czasie zwrócić koszta całego urzadzenia.

W zwykłym kotle dwupłomiennym o 80 m² pow. ogrzew. przy normalnym jego ruchu można wytwarzać w ciągu 1 godziny około 1.200.000 cpł.

Z bilansu cieplnego kotła, włączonego w obieg „Caliqua" widzimy, że cieplna sprawność jego wynosiła 66,1%. Kocioł ten jednak był za słabo obciążony (na 1 m² rusztu spala-

TABLICA I

	I serja pomiarów		II serja pomiarów	
	Lewy kocioł	Prawy kocioł	Kocioł włączony w obieg „Caliqua"	Prawy kocioł wytwarzał parę
	wytwarzano tylko parę			
1. Typy kotłów: normal. dwupłomienicowe	—	—	—	—
2. Powierzch. ogrzew. kotła P_k m^2	79,3	100	79.3	100
3. Powierzch. ogrzew. rusztu R m^2	2,25	3,25	2,25	3.25
4. Stosunek $R : P_k$ —	1:35	1:31	1.35	1,31
5. Czas trwania pomiaru g	6.0	6 0	4.5	4.5
6. Spalono węgla w ciągu badania kg	1850	2650	550	1800
7. Spalono węgla w ciągu 1 godz. kg	308	441	122	400
8. Spalono węgla w ciągu 1 godz. na 1 m² rusztu kg	137	136	54(!)	123
9. Spalono węgla w ciągu 1 godz. w odniesieniu do 1 m² pow. ogrzew. kg	3 8	4.4	1.55	4.0
10. Ilość żużla i popiołu kg	41	50	10	46
11. Ilość części palnych %	30	30	22	30
12. Ilość przesypu przez ruszt kg	19	34	4	27
13. Ilość części palnych %	55	58	50	55
14. Zawartość CO_2 za kotłem %	7.1	8.4	5.8	7.2
15. Zawartość $CO_2 + O_2$ za kotłem %	18.6	18,4	19.4	19.1
16. Zawartość CO za kotłem %	0,1	0,3	—	—
17. Współczynnik nadmiaru powietrza	2,14	1.86	2.74	2,19
18. Temperatura spalin za kotłem ^0C	383	422	251(!)	370
19. Temperatura powietrza zasysanego pod ruszt ^0C	17	17	24	24
20. Ciąg za kotłem *mm sł.w*	37	37	28	35
21. Ciąg w palenisku *mm sł.w*	15	13	7	12
22. Średnia nadpręŜn. w kotle kg/cm^2	9.0		5.8	9.24
23. Temperatura wody zasilaj. ^0C	70		—	70
24. Temperatura wody zwrotnej z fabryki ^0C	—		152,4	—
25. Temperatura pary nasyconej ^0C	179		—	180
26. Temperatura wody gorącej do mieszalnika ^0C	—		166.3	—
27. Temperatura wody gorącej za mieszalnikiem ^0C	—		157.6	—
28. Ciepło całkowite pary nasyconej *cpł/kg*	664		—	664,6
29. Wytworzono w kotle pary w ciągu badania kg	26670		—	11430
30. Całkowity obieg wody gorącej w ciągu badania kg	—		466.020	—
31. Wytworzono w kotle ciepłostek *cpł*	15842000		2 516 630	6796278
32. Wytworzono pary w ciągu 1 godz. kg	4450		—	2540

Tablica I (ciąg dalszy)

	I serja pomiarów		II serja pomiarów	
	Lewy kocioł	Prawy kocioł	Kocioł włączony w obieg „Caliqua"	Prawy kocioł wytwarzał parą
	wytwarzano tylko parą			
33. Wytworzono ciepłostek w ciągu 1 godz. *cpł/g*	2.643300		559251	1 510 284
34. Wytworzono pary w 1 godz. z m² pow. ogrzew. kg/m^2	24.8		—	25.4
35. Wytworzono ciepł. w 1 godz. z m² pow. ogrzew. *cpł/m²*	**14731**		**7 056**	**15 103**
36. 1 kg węgla wytworzył pary w warunkach badania kg/kg	**5 93**		—	**6,35**
37. 1 kg węgla wytworzył ciepłostek w warunkach badania *cpł/kg*	3525		**4579**	**3776**
Analiza węgla (przy obu seriach pomiarów spalany był ten sam gatunek węgla)				
38. Zawartość wilgoci całkowitej %	6,6			
39. Zawartość popiołu %	3.65			
40. Górna wartość opałowa wilgotnego węgla z bomby *cpł%kg*	7206			
41. Dolna wartość opałowa wilgotnego węgla z bomby *cpł%kg*	6927			

TABLICA II

	I serja pomiarów		II serja pomiarów			
	kotły wytwarzały tylko parę		Kocioł włączony w obieg „Caliqua"		Kocioł wytwarzał nadal parę	
	Cpł	%	Cpł	%	Cpł	%
Za 1 kg węgla wyzyskano						
42. na wytworzenie pary	3525	50.90	—	—	3776	54.5
43. na uzupełn. ciepła wody zwrotn. w obiegu „Caliqua"	—	—	4579	66.1	—	—
Za 1 kg węgla stracono						
44. ze spalinami do komina	2174	31.10	1759	25.4	2161	31.2
45. wskutek niezupełnego spalania	423	6.12	139	2.0	402	5.8
46. wskutek zawartości części palnych w żużlu i popiele	203	2.93	62	0.9	132	1.9
47. wskutek nieszczelności, promieniowanie, lotny koksik i t. p. jako reszta	602	8.95	388	5.6	456	6,6
Razem straty	3402	49.10	2348	33.9	3151	45.5
Ogółem	6927	100 —	6927	100 —	6927	100 —

no zaledwie 54 kg węgla w 1 godz. i wytwarzano w 1 g. ok. 560.000 cpł.). Bez trudności można go jeszcze obciążyć przynajmniej o 500.000 cpł. na godzinę i wówczas cieplna jego sprawność jeszcze wzrośnie przypuszczalnie powyżej 70 do 75%, czego przy zwykłym wytwarzaniu pary w podobnych kotłach bez przegrzewacza i ekonomizera nie da się osiągnąć w żadnym wypadku. Obecnie straty kominowe z powodu słabego obciażenia rusztu wypadły nadmierne i wynosiły 25,4%. Przy normalnych warunkach ruchu te straty nie powinny przekraczać 16 — 18% i wówczas w tym układzie pracy osiągnięcie sprawności kotła nawet w wysokości 75% trudności nie przedstawi.

Na tym też polega główna idea syst. „Caliqua", wyzyskująca tę okoliczność, że oziębienie się wody zwykle bywa w tym obiegu nieznaczne, jak w naszym wypadku tylko 5,2° C i wobec tego kocioł pracujący dla obiegu „Caliqua" zasilany był zwrotną wodą o wysokiej temperaturze, a mianowicie — 152 4° C.

Po tak korzystnych rezultatach, osiągniętych po założeniu „Caliqua" fabryka obecnie przystąpiła do włączenia dalszych oddziałów w obieg „Caliqua", aby odciążyć kocioł drugi, który nadal jest forsowany i który z tego powodu wykazuje małą sprawność.

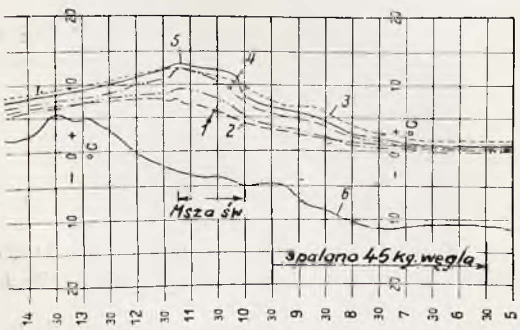
Osiągnięte w naszym wypadku rezultaty po zainstalowaniu „Caliqua" okazały się wyjątkowo korzystne, tak pod względem finansowym jak też i pewności ruchu. Niewątpliwie w innych instalacjach korzyści mogą być mniejsze, w każdym jednak razie zasadnicza idea jest godna zwrócenia na nią uwagi i zastosowania tam gdzie względy fabrykacyjne wymagają przesyłania z kotłowni dużych ilości ciepła. Rzecz zrozumiała, że przedtem należy zawsze poddać całą instalację studiom i pomiarom cieplnym stosunkowo niekosztownym, dającym jednak materiał cyfrowy, na którym można oprzeć całą kalkulację.

Inż. ELJASZ ZIELSKI.

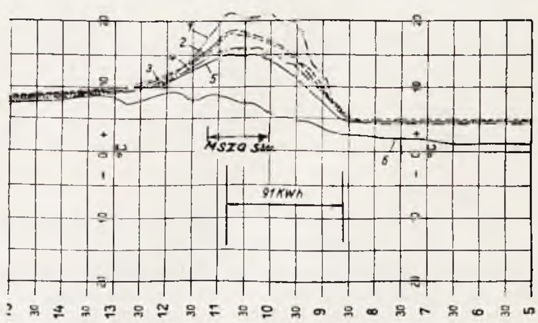
RUCH CIEPŁA W KOŚCIOŁACH OGRZEWANYCH OKRESOWO.

Referat na I-szy Zjazd Ogrzewników Polskich.
(Por. Technika Cieplna, 1936, str. 159).

Rys. 8 przedstawia wykres temperatur przy zastosowaniu ogrzewania piecowego, zaś rys. 9 taki sam wykres po wprowadzeniu elektrycznego ogrzewania podłogowego. Są one tem cenniejsze, że odnoszą się do tego samego kościoła a więc o tej samej pojemności wewnętrznej i tej samej masie murów, lecz przy zastosowaniu dwu różnych, a ważnych dla nas w dyskusji, metod.



Rys. 8



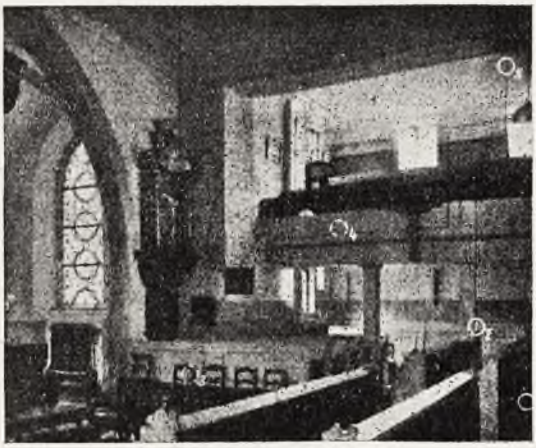
Rys. 9

Wykresy dla kościoła o pojemności wnętrza 1100 m³.
Rys. 8 —dwa piece węglowe żelazne, rys. 9 —ogrzewanie elektryczne 45*kW* 1) termometr 0,1 m nad podłogą, 2) termometr na podnóżku 0,2m nad podłogą, 3) termometr na wysokości kolana 0,5m, 4) termometr na wysokości stolika 1,0 m, 5) termometr na wysokości balkonu 3,5 m, 6) termometr na dworze.

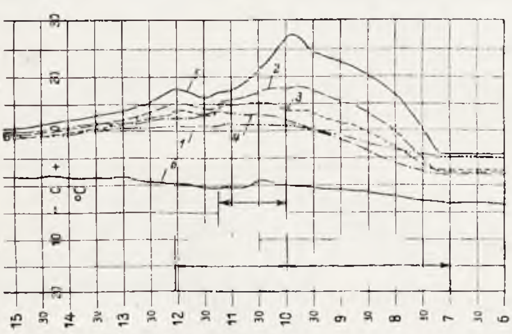
Powiedzieliśmy już poprzednio, że ruchy prądów są tem większe, im kościół wyższy oraz im większa jest różnica temperatur ścian i warstw powietrza w kierunku pionowym. Rzut oka na wszystkie wykresy temperatur przekonywa nas, że w godzinach porannych, między godzinami 5-7, temperatury wnętrza są bardzo do siebie zbliżone, krzywe temperatur skupiają się a w kościele panują warunki identyczne z przedstawionemi na rys. 4. Z chwilą rozpoczęcia nagrzewania, krzywe rozchodzą się, różnica temperatur rośnie a zatem wzmagać się muszą też i ruchy powietrza.

Wyobraźmy sobie teraz, że w już nagrzanym kościele, odziani odpowiednio do naszego klimatu, siedzimy przez cały czas trwania nabożeństwa, w powyższej ławce.

W pierwszym pomiarze, w wypadku ogrzewania piecowego, nogi nasze przebywać muszą w poruszającej się strudze o temperaturze około 8°C t. j. o temperaturze zwykłej piwnicy, gdy równocześnie cały korpus okryty futrem przegrzewa się w temperaturze 16° C. t j. w temperaturze sypialnego pokoju. Jeszcze gorzej jest w wypadku drugim (rys. 9) w wypadku ogrzewania podłogowego. korpus nasz otacza ciepłe powietrze o temperaturze 17°C, gdy równocześnie stopy i kolana tkwią w atmosferze 22° C. t. j. w temperaturze normalnej łazienki, w jakiej przebywamy i bardzo dobrze się czujemy w bieliźnie.



Rys. 10. Rozmieszczenie termometrów w kościele o pojemności wnętrza 1250 m³ ogrzewanym 8-ma radjatorami gazowemi.



Rys. 11. Pojemność kościoła 1250 m³. Ogrzewanie gazowe 8 radjatorów.

1) termometr ustawiony 0,1 m. nad podłogą, 2) termometr na wysokości głowy 1,3 m nad podłogą, 3) termometr na wysokości kolana 0,5 nad podłogą, 4) termometr na balkonie na wysokości kolana 3,5 m nad podłogą. 5) termometr pod sufitem 6 m, 7) termometr zewnętrzny.

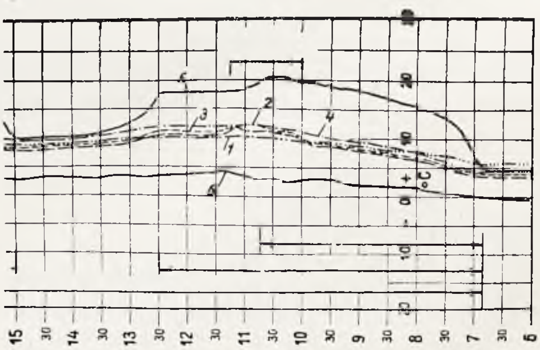
Inny kościół prowincjonalny, podobnej wielkości (1250 *m³*), ogrzewany 8-ma radjatorami gazowemi, ustawionemi częściowo pod parapetami okiennemi a częściowo pod ścianami, przedstawiony jest na rys. 10, na którym uwidoczniono rozmieszczenie termometrów od podłogi aż do sufitu.

Wykres rys. 11 wykazuje taki sam niekorzystny rozdział temperatur, jaki widzieliśmy w wypadku ogrzewania piecami, gdyż temperatura pod stropem wynosi o 14° C więcej aniżeli nad podłogą.



Rys. 12. Rozmieszczenie termometrów w kościele Trzech Króli. Pojemność 14000 m³.

Znacznie większy kościół, o pojemności 14000 *m³* i 18 *m* wysokości, o typowem ogrzewaniu gazowopowietrznem przedstawiają rys. 12 i 13. Powietrze o temperaturze 60°C, ogrzane na 3-ch nagrzewnicach gazowych, o wydajności każda po 100.000 *kal/h*, wtłacza wentylator otworami w podłodze wprost do wnętrza. Krzywe temperatur stwierdzają, że po długiem nagrzewaniu i dużem zużyciu ciepła osiągnięto w górnych partjach kościoła temperaturę 20°C, podczas gdy temperatura na dole ławki pozostała na poziomie 10° C, mimo że w dniu pomiaru



Rys. 13. Kościół Trzech Króli. Pojemność 14000 m³. Ogrzewanie powietrzne z trzema nagrzewnicami gazowemi.

1) termometr nad posadzką 0,1 m, 2) termometr na wysokości kolana 0,5 m, 3) termometr na wysokości kolana 0,5 m, 4) termometr na balkonie na wysokości kolana 4,6 m, 5) termometr pod stropem balkonu 11,6 m, 6) termometr po za oknem.

temperatura zewnętrzna wynosiła ponad 0°C, a mrozów w dniach poprzednich nie było.

Bardzo ciekawy pomiar przedstawia wykres rys. 16, wykonany dla kościoła o po-



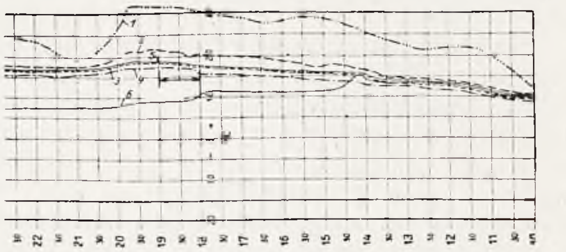
Rys. 14. Rozmieszczenie termometrów w kościele św. Piotra.

jemności 7000 m^3, posiadającego ogrzewanie podłogowe w postaci gładkich rur parowych, umieszczonych pod podnóżkami wszystkich ławek (rys. 14).



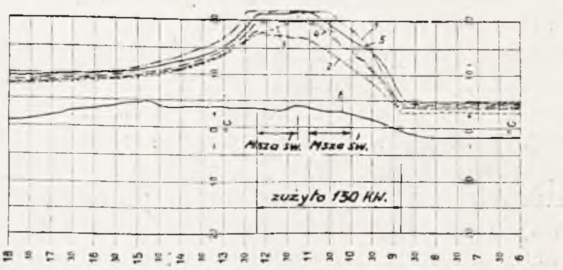
Rys. 15. Opadający prąd powietrza w kościele św. Piotra.

Ogrzewanie wspomagane jest ponadto rurami żebrowemi i grzejnikami parowemi, ustawionemi pod zimnemi ścianami, dla powstrzymania opadających prądów powietrznych. Musiano się więc w ten sposób przed niemi zabezpieczyć mimo wprowadzenia ogrzewania podłogowego. Z krzywej 1. rys. 16 jest widoczne że temperatura tuż nad podnóżkiem, podczas nabożeństwa, podnosi się do 30°C, gdy na wysokości głowy wynosi o 10 do 15° C mniej. Mimo to panują w kościele tak silne prądy powietrzne i przeciągi, że



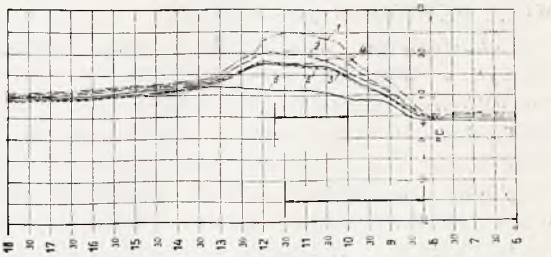
Rys. 16. Kościół św. Piotra. Pojemność 7000m³. Ogrzewanie parowe z rurami pod podnóżkami.
1) termometr nad podłogą, 2) termometr w wysokości głowy, 3) termometr w wysokości głowy, 4) termometr na balkonie na wysokości kolana 4,6m, 5) termometr na kapitelu filara 6,9m, 6) termometr na dworze.

Schulz uważał za stosowne załączyć fotografję (rys. 15, gdzie przy pomocy sztucznej mgły, stworzonej bezpośrednio nad podnóżkami i nad balkonem, wykazuje ruchy i kierunek strugi. Należy tylko żałować, że przy



Rys. 17. Kościół 770m³ pojemności. Elektryczne ogrzewanie podłogowe 32*kW*.

tych bardzo cennych pomiarach, nie mierzył Schulz obok temperatury każdej strugi, także i prędkości jej przepływu w różnych miejscach na wysokości człowieka. W taki prosty



Rys. 18 Kościół 900m³ pojemności. Elektryczne ogrzewanie podłogowe 32*kW*.

sposób, łatwo byłoby określić dla każdej strugi, także jej moc oziębiającą. Wreszcie i następne rys. 17 i 18 są dobrem dopełnieniem naszych dowodów, że tylko samem ogrzewaniem nie poprawiamy warunków i że panujące w kościołach, nieodpowiednie temperatury, nie są sprawą przypadku lecz nieuniknio-

nem następstwem braku należytego doboru systemu ogrzewniczego dla kościołów, gdy np. z jednej strony tkwimy nogami w atmosferze łaźni a w innym punkcie kościoła chronić je trzeba przed oziębiającemi przeciągami.

Jakkolwiek wszystkie powyższe pomiary przeprowadził Schulz dla nieco innych dowodów, a nawet zadowoliły go w zupełności temperatury, osiągnięte przy podłogowem ogrzewaniu, to jednak także i dla nas wszystkie wykresy jego pomiarów przydały się i potwierdzają na całej linji nasze twierdzenia a mianowicie, że w kościele nieogrzanym i bez ludzi, różnica temperatur zanika a z nią zanikają przeciągi, że z chwilą rozpoczęcia nagrzewania kościoła, krzywe temperatur rozbiegają się i to tem więcej, im silniej palimy, że z tego powodu przeciągi wzmagają się, zwłaszcza dolne, nad podłogą, o czem świadczy zawsze najniższa temperatura powietrza, oraz że ogrzewanie podłogowe, z punktu widzenia higjenicznego uważać należy za najgorsze, bo stwarza dookoła osób siedzących, czy stojących w kościele, atmosferę łazienki lub normalnego, mieszkalnego pokoju, przy zupełnym braku możliwości zdjęcia wierzchniego okrycia. Jestto tembardziej niebezpieczne, że z powodu zazwyczaj nieodpowiedniego dozoru i obsługi, omawiane temperatury mogą wzrastać znacznie ponad ciepłotę, stwierdzoną przy pomiarach, podczas których pomimo obecności inżyniera specjalisty osiągnęły dość wysokie wartości, naszem zdaniem higjenicznie niedopuszczalne.

Można sobie wyobrazić, o ile gorsze warunki zapanują przy braku takich wygodnych termometrów i braku takich kontroli, gdy ogrzewaniem kościoła zajmuje się zazwyczaj kościelny.

Bardzo znamienny również szczegół zauważyć można w omawianym artykule inż. Schulza, świadczący o kłopotach jakie sprawiają ogrzewane już kościoły.

Mianowicie w kościele, przedstawionym na rys. 7 wymieniono ogrzewanie piecowe na podłogowe. Niewątpliwie skargi parafian na marznięcie nóg były tego przyczyną, że przebudowano ten system na ogrzewanie elektryczne podłogowe, wcale nielepsze, powodujące niewątpliwie bardzo wiele przeziębień. Podobnie w innym kościele, o pojemności 8000 m^3 ogrzewanie powietrzne, przerobiono na parowe, niskiego ciśnienia, z radjatorami rozmieszczonemi pod ścianami i parapetami okiennemi, dla powstrzymania przeciągów, opadających ze ścian. Prawdopodobnie rezultaty osiągnięte nie są o wiele korzystniejsze.

Na podstawie dotychczasowych rozważań przychodzimy ostatecznie do wniosku, że nie samem ogrzewaniem należy dążyć do osiągnięcia należytych rezultatów w ogrzewnictwie kościołów, ale przedewszystkiem walką z przeciągami. Usunięcie zimnych prądów a zwłaszcza przeciągów podłogowych, uważać należy za równoznaczne ze stworzeniem pożądanych, pomyślnych warunków w kościele. Dotychczasowe, długoletnie usiłowania, przedsiębrane przy pomocy najrozmaitszych systemów ogrzewczych dowiodły, że osiągnięcie zamierzonej temperatury powietrza w kościele nie daje oczekiwanych warunków i że do rozwiązania tego zagadnienia należy pójść inną drogą.

Poniższy opis nowej metody ogrzewania i przewietrzania kościołów, pozwoli nam zapoznać się z temi nowemi sposobami. Naczelna zasada tej nowej metody polega głównie na tem, że prądom powietrznym w kościele nadaje się odpowiedni, zgóry określony, korzystny kierunek i przy ich pomocy nietylko ogrzewa się lecz także chłodzi i przewietrza wnętrze kościoła.

Wtłaczanie powietrza od dołu i odprowadzanie dołem jest charakterystyczną cechą tej metody.

Pomysł polega na tem, że ciepłe powietrze, wtłaczane jest zdołu do góry, wzdłuż wszystkich, albo prawie wszystkich, naprzeciw siebie leżących ścian, zaś chłodne powietrze, usuwane jest środkiem nawy, otworami, umieszczonemi w podłodze. Wtłaczane, ogrzane powietrze nie wchodzi bezpośrednio w żadną styczność z obecnymi w kościele ludźmi. Ciepłe powietrze opada nadół i jako stosunkowo chłodne, równomiernym prądem spływa na ludzi. Przez to unika się napewno przeziębień ciepło odzianych osób i osiąga się bardzo równomierne rozprzestrzenienie ciepła po całym kościele.

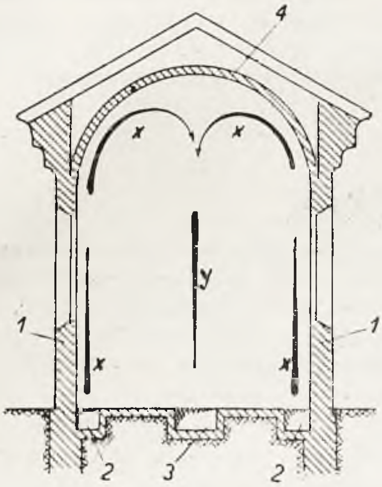
Wybór najodpowiedniejszego miejsca dla wtłaczania ciepłego powietrza zależy od poszczególnych wypadków, kształtu, wysokości i rodzaju budowy. Przeważnie wtłacza się je od podłogi ku górze kanałami, znajdującemi się bezpośrednio pod ścianami. Jeśli kościół posiada wewnętrzny cokół, wykonany z ozdobnych płyt kamiennych, to bardzo celowe jest umieszczenie kanałów wewnątrz, poza płytami. Powietrze wtłaczane jest podówczas wprost do góry, bezpośrednio na ściany, na pewnej wysokości, odpowiadającej wysokości cokołu.

Rys. 19 i 20 przedstawiają schematy nowego systemu ogrzewania. Rys. 19 przedstawia przekrój przez nawę, w której powietrze wtłaczane jest tuż przy ziemi, zaś rys. 20. przekrój takiego samego kościoła, w którym powietrze wtłaczane jest z poza wysokiego cokołu. Jak z rys. 19 wynika, kościół jest w ten sposób ogrzany przez wprowadzone, ciepłe powietrze, że wzdłuż ścian urządzone są kanały (2) dla ciepłego powietrza, z któ-

rych jest ono wydmuchiwane w kierunku prostopadłym, wzdłuż ścian ku górze (strzałka x).

Powietrze traci ciepło na swej drodze, stykając się ze ścianami i stropem i spływa później już oziębione, w kierunku strzałki y ku dołowi. Następnie odpływa ono przez kanały odpływowe (3), które są umieszczone w środku kościoła, albo w pobliżu środka.

W nawie kościelnej, przedstawionej na



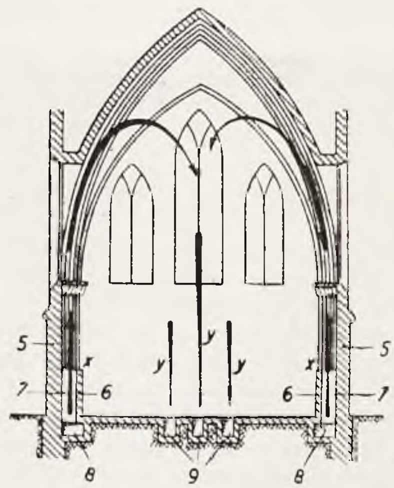
Rys. 19. Przekrój przez nawę kościoła ogrzewanego nową metodą.

rys. 20 ściany (5) opatrzone są cokołem wewnętrznym (6). W tym przypadku wtłaczane jest powietrze z kanałów (8) przez pionowe szczeliny (7) ku górze, w kierunku strzałki x, wzdłuż ścian kościoła. Oziębione powietrze nawraca, jak poprzednio opisano, w kierunku strzałki „y" prostopadle ku dołowi i dochodzi do umieszczonych w pobliżu środka kościoła kanałów odpływowych (9) Położenie kanałów odpływowych 3 i 9 musi oczywiście być tak dobrane, aby zapewnić możliwie dobry rozdział powietrza wewnątrz kościoła i możliwie najmniej różne prędkości przepływu powietrza przez wnętrze nawy.

Charakterystyczne jest przedewszystkiem zasadnicze odwrócenie krążących strug. Strzałki ich ruchu skierowane są wprost przeciwnie. Już nie z murów i okien spływa, ale wprost naodwrót od podłogi dmie na ścianę struga, wtłaczana pod przymusem. Oziębione bowiem na ścianach i płaszczyznach okiennych powietrze, które dawniej opadało płaską, przylegającą do ścian, zimną strugą, zastąpiono sztuczną, ogrzaną strugą, wdmuchiwaną przymusowo od dołu do góry, od posadzki ku stropowi. Takie odwrócenie tego odcinka dawnej strugi, będącego źródłem zimnego powietrza, zasilającego przeciągi podłogowe, jest tym skutecznym właśnie zabiegiem przeciwko nim.

Rzecz oczywista, że i ogrzewanie wnętrza kościoła odbywa się w kierunku wprost przeciwnym, bo od dołu. Najsampierw nagrzewa się płaszczyzna ściany, na wysokości człowieka, w jego bezpośredniej bliskości, w sferze jego przebywania. Tutaj ściany dolne stykają się z najgorętszem powietrzem a nie, jak dotychczas było, że grzeje się wprzód stropy a ciepło uwięzione pod sufitem, w górnych partjach murów, jest bezużyteczne i przepada dla obecnych raz na zawsze.

Nie mniejsze znaczenie, w omawianej me-



Rys. 20. Przekrój przez nawę kościoła ogrzewanego nową metodą.

todzie odgrywa fala wolnoopadającego prądu powietrznego w nawie. Jest ona również spychana pod przymusem tego samego wentylatora, ku dołowi, ku głowom ludzkim wbrew naturalnemu pędowi, jakie posiada powietrze cieplejsze i lżejsze. Takie odwrotne wtłaczanie z góry ku dołowi, daje w ogrzewaniu powietrznem pożądane, znane korzyści równomiernie rozmieszczonej w warstwach temperatury[1]). Bowiem nagrzane i świeże, na ścianach do pewnego stopnia ochładzane powietrze, po zawróceniu ku nawie, ku dołowi, miesza się z ciepłem powietrzem, unoszącem się nad ludźmi i tworzy mieszaninę o bardzo równomiernie rozmieszczonem cieple. Osoby znajdujące się w takiej spokojnej atmosferze, bez przeciągów, czują się dobrze, bo wolno opadająca masa powietrzna nietylko lekko ochładza obecnych, lecz także odświeża powietrze, spychając zużyte, ocieplone przez ludzi ku ich stopom a wreszcie ku otworom wylotowym w podłodze i kanałom odpływowym na zewnątrz. Takie spłukiwanie pomieszczenia i ludzi świeżem powietrzem, ma jeszcze inne bardzo ważne znaczenie z punktu widzenia higjeny. Dla szerszego zapoznania się z tym szczegółem, dobrze będzie przytoczyć

[1]) Prof. H. Gröber „H. Rietschels Leitfaden der Heiz — u. Lüftungs — Technik 1928 str. 129.

niezmiernie ważną uwagę Dr. Szulca[2]), wypowiedzianą na Zamku, w czasie dyskusji nad wynalazkiem górskiego powietrza. Dosłownie brzmi ona jak następuje: „Chciałbym przy sposobności zwrócić uwagę na pewien szczegół, o którym nie należy zapominać, że największe niebezpieczeństwo zanieczyszczeń mieści się nie w powietrzu, doprowadzonem z zewnątrz do pomieszczeń, a w powietrzu wewnętrznem. Badania wykonane w Państwowym Zakładzie Higjeny i przezemnie w szkołach miejskich wykazały, że najczystsze napozór, powietrze pomieszczeń zamkniętych nawet bardzo czysto utrzymanych, jest zawsze więcej zanieczyszczone bakterjami i pyłkami, niż pozornie zakurzone, powietrze zewnętrzne. W powietrzu zewnętrznem mogą się chwilowo unosić duże cząsteczki kurzu, które są mniej niebezpieczne dla zdrowia, gdyż łatwo zatrzymują się na filtrze nosowym. Natomiast niebezpieczne są niezmiernie drobne cząstki kurzu, utrzymujące się niemal stale w powietrzu pomieszczeń zamkniętych, nawet tak bardzo czystych, jak sala doświadczalna Państwowego Zakładu Higjeny."

(Dokończenie nastąpi)

[2]) Ignacy Mościcki. Urządzenia pozwalające na stworzenie w odpowiednich zakładach miejskich warunków leczniczych upodobnionych do warunków na wyżynach górskich. Str. 25. Warszawa 1934.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK.

Wyszła niedawno z druku książka p. t. „Kotły okrętowe, ich obsługa, uszkodzenia i naprawy". Autorem jej jest p. Michał Kisielewski.

Z przedmowy autora do powyższej książki dowiadujemy się, w jakim celu była przez niego napisana i dla kogo z czytelników jest przeznaczona. A więc autorowi chodziło o to, żeby jego książka służyła jako podręcznik dla kierownictwa okrętu, i byłaby mu pomocna w wypadkach naprawy kotłów środkami okrętowymi, jednocześnie zaś książka ta ma służyć za źródło kształcenia i dokształcania obsługi kotłów i personelu kierowniczego.

Po zaznajomieniu się z powyższą książką, czytelnik musi zadać sobie pytanie, czy zamierzony przez autora cel został osiągnięty? Książka bowiem spełnia swoje zadanie tylko wówczas, gdy przynosi korzyść czytelnikowi. Czytelnikiem zaś książki p. Kisielewskiego w myśl jego własnych życzeń ma być i palacz kotłowy, i kandydat na maszynistę okrętowego, i młodszy oficer - mechanik, i, wreszcie, kierownik maszyn.

Nie może być dwu zdań, że treść jednej i tej samej książki nie może być źródłem do nabycia lub chociażby tylko uzupełnienia wiedzy dla ludzi stojących na tak różnym poziomie umysłowym i wykształcenia, jak palacz i kierownik maszyn.

Niezrozumiałą jest więc rzeczą, co skłoniło autora do opracowania książki w postaci, która nam się ukazała, skoro sam przyznaje, że zdawał sobie sprawę z trudności, jakie napotyka w ułożeniu podręcznika, który byłby „użyteczny dla wszystkich, którzy są związani z obsługą kotłów".

Pomimo bowiem piętrzących się trudności autor nie cofnął się przed nimi, a powziąwszy śmiały zamiar ogarnięcia tematu za jednym, jak to mówią, zamachem, stworzył książkę, w której nie mógł uniknąć nagromadzenia rozmaitego materjału, i pozostawił trud odrzucenia z niego rzeczy zbędnych, a wyszukiwanie wiadomości potrzebnych samemu czytelnikowi.

Tak ułożony podręcznik mija się z celem, któremu miał służyć.

Chcąc przyjść z pomocą ludziom związanym z obsługą kotłów na okrętach, autor nie powinien był poprzestać na napisaniu jednego wszechstronnego podręcznika, a napisać ich kilka, dostosowując ich treść do poziomu umysłowości i przygotowania każdej kategorji ludzi stanowiących obsługę kotłów.

Wierzymy, że autor, którego książka bądź co bądź świadczy o dużym jego zamiłowaniu do pracy przyjmie życzliwie naszą krytykę, a w nowej swej pracy której się spodziewamy, postara się uniknąć rusycyzmów, jakie trafiają się w jego podręczniku oraz słów zapożyczonych z języka niemieckiego, a najważniejsze takich błędów, jaki się przytrafił na str. 263, gdzie przy objaśnianiu znaków użytych do wzoru:

$$F = 15 \,.\, H \,.\, \sqrt{\frac{1000}{p \,.\, k}}$$

podano, że F oznacza prześwit zaworu w mm^2, zamiast że F oznacza ogólny najmniejszy prześwit wszystkich zaworów w mm^2.

B. Jasionowski

OFIARY: Inż. St. Kr. przeznaczył honorarjum za wspomnienie pośmiertne o inż. Wł. Witkowskim w kwocie zł. 11,70 na Robotnicze Towarzystwo Przyjaciół Dzieci. Ofiara powyższa przekazana została na konto czekowe Nr. 15.916 w P. K. O. w dniu 12 listopada 1936 r.

SPROSTOWANIA

Do art. Prof. dr. inż. Wiesława Chrzanowskiego, p. t. „Stawidła dyfuzorowe maszyn parowych".

Strona	Łam	Wiersz od góry	Wiersz do dołu	Wydrukowano	Powinno być
177	pr.	5		0,83	0,38
177	pr.	rys. 1			kliszę odwrócić o 180°
181	lewy		9	przybliżonym	przybliżonym,
182	lewy	10		wynosi	wynosić
182	lewy		18	f_{th}	f_{th}
182	lewy		12	...głoci	...głości
182	pr.	12		f_{ffe}	f_{eff}
182	pr.	19		481	48,1
182	pr.		12	osiowego	osiowego,
182	pr.		11	uwak	suwak
183	lewy	24		Najwięk zy	Największy
184	lewy	1		sylin-	cylin-
185	lewy	17		parową	parową,